

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИБРАЦИИ КОРПУСА РОТОРНЫХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В.Ю. ЭНГЕЛЬ, канд. техн. наук, доц.

Уральский государственный технический университет

Известно, что из всех источников вибрации корпуса роторных объемных гидромашин (ОГМ) (коммутационные процессы при быстрой перемене давления в рабочих камерах, колебания подшипников, упругая деформация вала, биения основных деталей, люфты между ними и ряд других) преобладают коммутационные процессы. Эти процессы в свою очередь, как показано в работах [1, 2], являются функцией от максимального давления p_{\max} за период коммутации и градиента этой величины $(dp/dt)_{\max}$. Причем величина p_{\max} часто значительно превышает давление нагнетания ОГМ, а фронт градиента давления достигает существенной крутизны. Оба фактора недопустимы с точки зрения нормальной работы ОГМ.

Результаты экспериментальных исследований описанные в работе [2], свидетельствуют о том, что между коммутационными процессами и виброграммами поверхности ОГМ аксиально-поршневого типа существует корреляция. Вместе с тем, в литературе отсутствуют сведения о методах расчета виброскорости поверхности ОГМ в функции от параметров коммутационных процессов, хотя некоторыми авторами предложены эмпирические формулы. Однако и в этих формулах отсутствует функциональная связь с указанными параметрами.

В данной работе предпринята попытка разработки такого метода расчета на основе баланса всех видов потерь в ОГМ.

Роторные ОГМ характеризуются большими поверхностями трения и значительным числом зазоров между отдельными элементами конструкции. Поэтому механические и объемные потери в этих машинах превалируют над

остальными. На основе этого и с привлечением теории подобия ОГМ Мишке-Вильсона в работе [3] получены следующие зависимости:

$$N_f = cN_i; \quad N_b = C_b \sigma N_i; \quad N_y = (C_y / \sigma) N_i; \quad N_i = p_i V_o \omega \quad (1)$$

Здесь: N_f – индикаторная мощность ОГМ; N_b – мощность, теряемая в эквивалентном зазоре в соответствии с законом Ньютона о потерях на вязкое трение; N_y – мощность, теряемая на утечки жидкости в зазорах;

N_i – индикаторная мощность ОГМ; $\sigma = \omega \mu / \Delta p$ – критерий изогональности;

ω – угловая скорость вала ОГМ; μ – коэффициент динамической вязкости;

Δp – теоретический перепад давления на входе и выходе ОГМ;

c – коэффициент Кулонова трения; C_b – коэффициент потерь на вязкое трение;

C_y – коэффициент утечек жидкости; V_o – геометрический рабочий объем ОГМ;

p_i – индикаторное давление, определяемое по методике [4].

Для расчетов удобнее пользоваться произведением $C_b \mu$ и отношением C_y / μ . Это объясняется трудностью оценки вязкости рабочей жидкости непосредственно в зазорах, кроме того произведение этих величин получается не зависящим от μ .

Теперь для получения выражения суммарной мощности потерь N необходимо учесть потери N_v , затрачиваемые на вибрацию корпуса ОГМ. В результате получим следующее выражение:

$$N = N_f + N_b + N_y + N_v = N_i - N_v, \quad (2)$$

где $\Delta p Q$ – эффективная (полезная) мощность ОГМ; Q – расчетная величина расхода ОГМ.

Подставляя выражение (1) в уравнение (2) и решая последнее относительно N_v , получим мощность потерь, затрачиваемых на вибрацию,

$$N_v = N_i (1 - c - C_b \sigma - C_y / \sigma) - \Delta p Q \quad (3)$$

Приведенные выше в качестве основных источников виб-рации факторы p_{\max} и $(dp/dt)_{\max}$ воздействуют на N_v с разной степенью интенсивности, причем второй фактор действует значительно интенсивнее, благодаря крутому фронту его нарастания (время действия этого фактора исчисляется миллисекундами).

Поэтому в первом приближении будем пренебрегать величиной первого фактора в сравнении со вторым.

Кроме того, на данном этапе исследований мы не будем учитывать демпфирование энергии колебаний в элементах конструкции ОГМ на пути от рабочих камер до стенок корпуса.

Тогда, представляя N_v как произведение виброскорости v корпуса на силу действия градиента давления, запишем

$$N_v = v(dp/dt)_{\max} ST \quad (4)$$

где: S - активная площадь рабочей камеры ОГМ на которую действует давление за период T ; T - период действия градиента давления.

Величины $(dp/dt)_{\max}$ и T определяются по экспериментальным данным прототипа либо при отсутствии такового – принимают значения для данного типа ОГМ, известные из теории.

Из (4) получается следующая зависимость:

$$v = N_v / (dp/dt)_{\max} TS \quad (5)$$

Подставляя в (5) выражение для N_v из (4), окончательно получим расчетную формулу:

$$v = N_i(1 - c - C_a\sigma - C_y/\sigma) \cdot \Delta p Q / (dp/dt)_{\max} TS \quad (6)$$

Для проверки зависимости (6) было произведено сравнение

данных, рассчитанных по ней, с опытными величинами виброскорости, полученными в результате испытаний аксиально-поршневых ОГМ типа 210.20 и 210.25, проведенных на опытном полигоне института ВНИИстройдормаш [4]. При расчетах коэффициенты c , $C_a\sigma$ и C_y/σ принимались по графикам приведенным в работе [3]. Расхождения между расчетными и опытными данными находились в пределах 11-16 %, что при сделанных допущениях следует считать удовлетворительным.

Библиографический список

1. Пеньков, В.Ю. Энгель. О минимизации шума лопастных насосов. Горные машины: Сборник трудов института НИПИГОРМАШ.- Свердловск, 1969. С. 208-211.
2. Энгель В.Ю. Роторно-гидравлические машины объемного гидропривода. Проблемы. Расчет. Экология. - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1994.-157 с.
3. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др. -М: Машиностроение, 1969. -496 с.
4. Отчет о НИР "Исследование серийных и перспективных конструкций гидромашин новыми методами с целью улучшения их эргономических показателей (заключительный), тема ГП-33/83, книга III. Приложения. - Ивanteevka, Моск. обл., 1985. 285 с.

**АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИЗЛУЧЕНИЕ ШУМА
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫМИ ГИДРОМОТОРАМИ**

В.Ю. ЭНГЕЛЬ канд. техн. наук, доц.

Уральский государственный технический университет

Распределитель аксиально-поршневой гидромашин (АПГ) содержит два дугообразных окна, которые сообщаются с вращающимися цилиндрами. В процессе быстрого сообщения каждого цилиндра, заполненного жидкостью низкого давления, с окном высокого давления распределителя (процессе коммутации) происходит гидравлический удар, вызывающий интенсивные колебания давления. Эти колебания давления вызывают высокочастотные вибрации стенок АПГ, которые в зависимости от величины собственных колебаний стенок переходят в вынужденные колебания с соответствующей амплитудой. Последние подобно колебаниям мембраны воздействуют на окружающий воздух, преобразуя при этом вибрации в нежелательный звук, т.е. шум. Все опубликованные работы по выявлению связи между процессом